

Análisis de Turbinas Undimotrices para Columna de Agua Oscilante Operando en Máxima Extracción de Energía

F. D. Mosquera*, P. F. Puleston* y C. A. Evangelista* J. V. Ringwood†

*Instituto de Investigaciones en Electrónica, Control y Procesamiento de Señales (LEICI)

Universidad Nacional de La Plata (UNLP) - Consejo Nacional de Investigaciones Científicas y Técnicas (CONICET),

Email: facundo.mosquera@ing.unlp.edu.ar

† Centre for Ocean Energy Research (COER), Maynooth University, Ireland

Resumen—En este trabajo se realiza una comparación de las turbinas autorrectificantes más utilizadas en el ámbito de los convertidores de ola basados en columna de agua oscilante. Las turbinas son llevadas a funcionar en su punto óptimo de extracción de potencia mecánica, a partir de la definición de un coeficiente óptimo y técnicas de control de modo deslizante adaptivo. Los resultados muestran que la propuesta de trabajar en el óptimo genera más energía mecánica sin importar la turbina utilizada.

Index Terms—Energía Undimotriz, Convertidores de Energía de Ola, Columna de Agua Oscilante, Turbinas Autorrectificantes.

I. INTRODUCCIÓN

La mayoría de los convertidores de energía de ola (WEC en inglés) cuentan con dos etapas de conversión de energía específicas de cada uno y una tercera común. Por ejemplo, en el caso del convertidor de energía de olas basado en columna de agua oscilante (OWC-WEC), la conversión primaria se produce en la cámara de captura, donde se transforma la energía cinética de las olas en energía neumática. La segunda etapa es en la turbina que transforma la oscilación del aire en energía mecánica. Finalmente, la etapa común de todos los WEC es la de generación, donde puede utilizarse un generador eléctrico rotativo o lineal; en el caso del OWC-WEC se utiliza el primero [1].

La cámara de captura de un OWC-WEC se encarga de transformar el movimiento oscilatorio del agua dentro de la cámara, provocado por las olas, en un flujo de aire bidireccional. Esta cámara puede ser fija o flotante. En general, se trata de una estructura hueca con un orificio en su base, por debajo del nivel del agua, para la entrada/salida de las olas y otro orificio en la parte superior para la entrada/salida del aire, en donde se encuentra el sistema de extracción de potencia (PTO, en inglés). Cuando la cámara es fija, la solución más rentable de colocación es sobre una escollera, ya que comparte gastos de construcción con la defensa y facilita el acceso al mantenimiento del dispositivo [2]. Un ejemplo de esta última forma de dispositivo OWC es la planta de energía undimotriz en Mutriku (Fig. 1 a)). Entre los diseños de cámaras de captura fija existen alternativas a la descrita anteriormente, una es la cámara U-OWC, instalada en Civitavecchia (Roma,

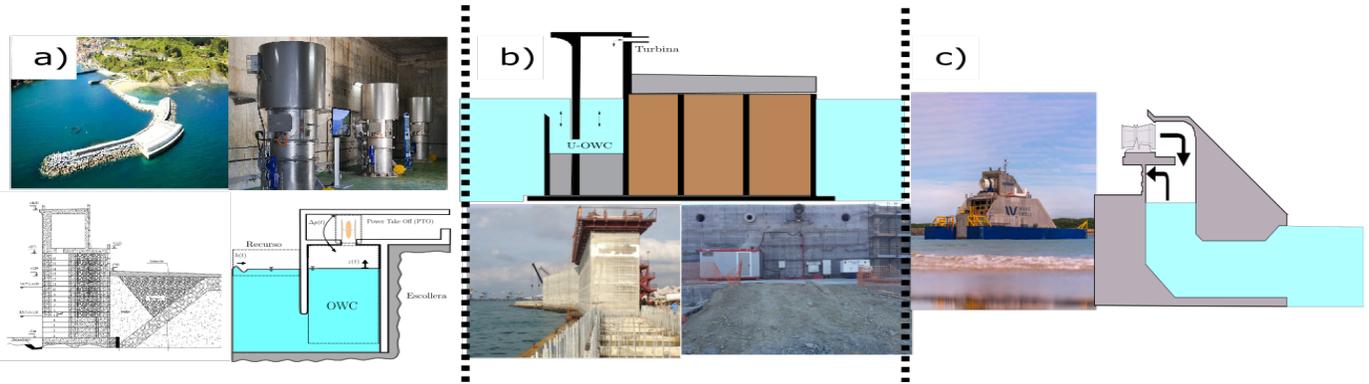
Italia), en donde la entrada de agua se hace a través de un ducto en forma de U (Fig. 1 b)) [3]. Otro diseño es el UniWave, instalado recientemente en Australia, creado en conjunto por el *Australian maritime college* y la empresa *Wave Swell Energy Ltd* [4]. Este dispositivo, llamado *vented OWC*, funciona ligeramente diferente a los convencionales, ya que solamente absorbe energía en el ciclo de inhalación, lo que permite utilizar una turbina tradicional en vez de turbinas autorrectificantes, pero tiene la gran desventaja de que debe lidiar con pulsos de energía.

Las turbinas autorrectificantes fueron diseñadas como una alternativa al sistema implementado por Yoshio Masuda, en 1960, para las boyas de navegación que se alimentaban de energía undimotriz [2]. Masuda utilizó turbinas unidireccionales y un sistema de válvulas para rectificar el flujo de aire. Sin embargo, cuando esto se probó a gran escala en el dispositivo Kaimei, se encontraron grandes limitaciones en el sistema de rectificación por válvulas. Esto alentó el desarrollo de las que hoy se conocen como turbinas autorrectificantes [2].

En este trabajo se utilizará un diseño OWC convencional con turbinas autorrectificantes, y se analizarán las tres más utilizadas hasta el momento, describiendo su geometría y analizando sus ventajas y desventajas. Si bien en la mayoría de la bibliografía disponible, a estas turbinas se las trabaja a velocidad constante [5], [6], hay propuestas de trabajar con las turbinas en velocidad variable [7]. En esta última línea, los autores de este trabajo han propuesto que la turbina puede funcionar en un punto de máxima extracción de energía mecánica, si se realiza el seguimiento de una referencia óptima, mediante un control a velocidad variable [8]. Se aplicará el método desarrollado a cada turbina, para obtener su punto óptimo de operación, y se llevará adelante ese objetivo aplicando modos deslizantes de segundo orden adaptivo propuesto por [9].

II. OPERACIÓN ÓPTIMA DE LAS TURBINAS AUTORRECTIFICANTES

Cómo se comentó en la introducción, las turbinas autorrectificantes mueven un generador eléctrico rotativo. Por este motivo, en este trabajo se elige un generador a efectos ilustrativos y para permitir el diseño de los controladores y simulaciones. En la bibliografía aparecen diferentes generadores utilizados



en conjunto con estas turbinas, como por ejemplo, generador de inducción de jaula de ardilla [6], generador de inducción doblemente alimentado (DFIG en inglés) [8] y generador sincrónico de imán permanente (PMSG, en inglés) [9]. Entre estos, se selecciona un PMSG por sus ventajas de rango de velocidades y baja necesidad de mantenimiento, tal como lo priorizó [10] en su análisis. El modelo es [11]:

$$\begin{bmatrix} \dot{i}_d \\ \dot{i}_q \\ \dot{\Omega}_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -R_d/L_d i_d + \frac{L_q}{L_d} i_q p_p \Omega_m \\ -R_q/L_q i_q - \frac{L_d}{L_q} i_d p_p \Omega_m - \psi_a p_p \Omega_m / L_q \\ T_t/J - T_e/J - B_w \Omega_m / J \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1/L_d \\ 1/L_q \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_d \\ v_q \\ 0 \end{bmatrix} \quad (1)$$

donde ψ_a es el acoplamiento inductivo, p_p el número de pares de polos, $R_d = R_q = R_s$ y $L_d = L_q = L_s$ son las resistencias e inductancias de estator, respectivamente, asumiendo que el flujo en el entrehierro es uniforme. Finalmente, v (i) representa las tensiones (corrientes) directa (d) y en cuadratura (q), respectivamente, Ω_m la velocidad de rotación mecánica, T_t es la cupla de la turbina y J es la inercia total de las partes móviles del sistema (turbina y generador). La cupla electromagnética es:

$$T_e = p_p [(L_d - L_q) i_d + \psi_a] i_q \quad (2)$$

II-A. Turbina Wells

La turbina Wells fue inventada por el Dr. Alan Wells en 1976. Esta turbina ha sido la primer elección para la mayoría de las plantas de energía basadas en OWC [12]. La turbina Wells está compuesta por palas de alabeo simétrico colocadas a 90° con respecto del ángulo de ataque (i.e., las líneas de la cuerda se apoyan en el plano de rotación). Se caracteriza por tener una construcción simple, un funcionamiento eficiente y velocidades más altas de rotación (mayores a $1500rpm$) [1]. Sin embargo, el rango de flujo de aire donde puede funcionar es limitado cuando trabaja a velocidad constante, tiene pobres características de arranque y, al funcionar a velocidades elevadas, produce ruido y fuertes cargas axiales [12].

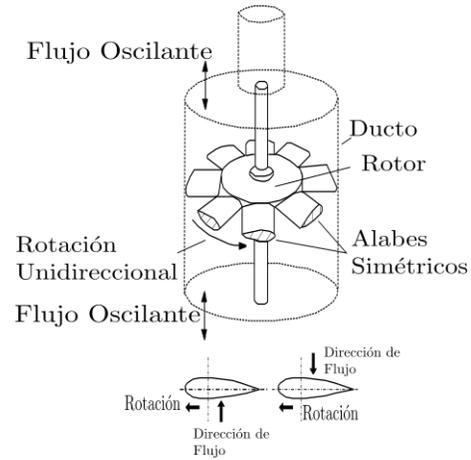


Fig. 2. Esquema de la turbina Wells [2].

II-A1. Modelo: El modelo para representar estas turbinas varía según el autor y la forma en la que fueron recopilados los parámetros de la turbina. Una de las propuestas utiliza coeficientes calculados mediante la medición de la caída de presión en la turbina y su cupla, normalizados por la velocidad de rotación de la turbina, su diámetro y la densidad del aire [6]. Otra propuesta calcula los coeficientes de la turbina dividiendo por parámetros constructivos (constante de turbina), la densidad del aire y la velocidad de corriente libre, suma cuadrática de la velocidad del aire que incide en la pala y la velocidad de rotación [12]. En general, la turbina Wells es modelada con la última de ellas:

$$\phi = \frac{v_x}{r\Omega_m} \quad (3)$$

$$C_a = \frac{\Delta p}{K_t \rho_{atm} \frac{1}{A_t} [\nu_x^2 + (r\Omega_m)^2]} \quad (4)$$

$$C_t = \frac{T_t}{K_t \rho_{atm} r [\nu_x^2 + (r\Omega_m)^2]} \quad (5)$$

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{T_t \Omega_m}{q \Delta p} = \frac{C_t}{C_a \phi} \quad (6)$$

donde ϕ es el coeficiente de flujo, que luego en este trabajo se utiliza para definir el punto de operación, y es la relación entre la velocidad del flujo axial v_x que incide a la turbina y la velocidad de rotación de ella (Ω_m) multiplicada por el radio de la turbina (r).

C_a aparece como coeficiente de presión o de entrada [12], y es una relación asociada a la caída de presión en la turbina, Δp , y las velocidades. ρ_{atm} es la densidad del aire, $A_t = \pi r^2 = \pi D^2/4$ es el área del ducto que encierra la turbina y $K_t = nlb/2$ es su constante, que involucra los parámetros constructivos de la misma n , b y l , que son la cantidad de palas, y la altura y el largo de cuerda del álabo, respectivamente. Luego, $C_t(\phi)$ es el coeficiente de cupla y, finalmente, la densidad aerodinámica de la turbina, η , es la relación entre la potencia de entrada y la de salida de la turbina, que puede ser escrita de diferentes maneras. Los coeficientes de una turbina Wells pueden observarse en Fig. 3.

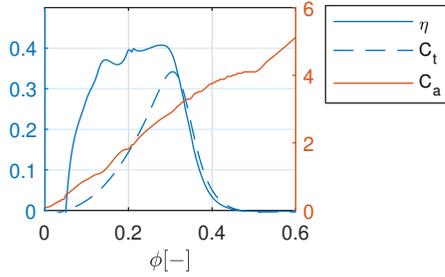


Fig. 3. Parámetros de la turbina Wells [13].

II-A2. Punto óptimo de operación: En [8], los autores de este trabajo propusieron expresar la potencia de salida de la turbina en función del flujo de aire que impacta contra ella, v_x y del punto de operación, dado por ϕ , obteniendo:

$$P_{out} = C_{P_f}(\phi) \frac{\rho_{atm} A_t}{2} v_x^3 \quad (7)$$

donde el coeficiente $C_{P_f}(\phi) = \frac{2K_t}{\rho A_t} \eta(\phi) C_a(\phi) (1 + \phi^{-2})$, depende de los parámetros de la turbina, C_a , η y el punto de operación, ϕ . C_{P_f} está multiplicado a v_x , el flujo de aire medido dentro del ducto de la turbina, la superficie de ese ducto y la densidad del aire. Para la turbina Wells representada en este trabajo, C_{P_f} puede observarse en la Fig. 4. En ella se determina que este coeficiente tiene un único máximo, lo que permite definir un punto de operación óptimo para maximizar la potencia mecánica extraída, $\phi_{opt} = 0,088$ y, a partir de (3), establecer la velocidad de rotación óptima.

$$\Omega_{opt} = \frac{v_x}{r\phi_{opt}} \quad (8)$$

Esta ecuación permite definir el objetivo de control y su variable de deslizamiento asociada:

$$\sigma_1 = \Omega_{opt} - \Omega_{ref} \quad (9)$$

II-B. Control para máxima extracción de potencia

Luego de definir el punto óptimo de operación, es necesario contar con una estrategia de control robusta que asegure su

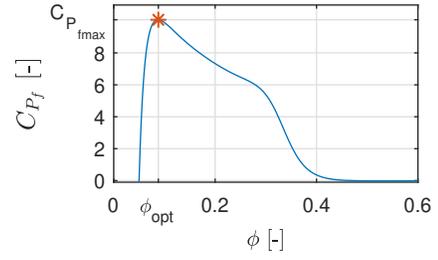


Fig. 4. Coeficiente de potencia para la turbina Wells.

cumplimiento. Entre las diferentes técnicas propuestas para el control de velocidad de estos sistemas [13], los modos deslizantes [7], y especialmente los modos deslizantes de segundo orden [8], [14], han demostrado ser adecuados para cumplir con este objetivo gracias a sus características de tiempo de convergencia finita a la superficie, robustez frente a incertidumbre en el modelado y ante perturbaciones características del sistema.

En particular, los autores de este trabajo han propuesto recientemente, para un OWC-WEC, un controlador por modos deslizantes de segundo orden combinado con técnicas adaptativas, basada en una acción de control compuesta por dos términos [9]:

$$v_q = v_{qE} + u_{qMD} \quad (10)$$

El primero, v_{qE} , es un término de control continuo y permite reducir las ganancias en el término de control por modos deslizantes (MD), discontinuo. Este último es un *Twisting* adaptativo como el propuesto por [15], [16].

II-B1. Acción de control v_{qE} : Para obtener v_{qE} se sigue un procedimiento inspirado en el concepto de control equivalente en MD. Se utiliza la segunda derivada de σ_1 , donde la acción de control v_q aparece explícitamente por ser de grado relativo 2:

$$\ddot{\sigma}_1 = \frac{1}{J} \dot{T}_t + \frac{K_g}{J} \left(-\frac{R_s}{L_s} i_q - i_d p_p \Omega_m - \psi_a p_p \Omega_m / L_s \right) - \frac{B}{J} \dot{\Omega}_m - \ddot{\Omega}_{ref} + \frac{K_g}{J L_s} v_q = a_1(x, t) + b_1(x, t) v_q \quad (11)$$

donde $K_g = p_p \psi_a$ es la constante del generador y $\dot{T}_t(v_x, \Omega_m)$ se obtiene de (5). v_{qE} es el control continuo que mantendría $\sigma_1 = \dot{\sigma}_1 = 0$ en condiciones nominales, sin perturbaciones o incertidumbre presentes, y se despeja de (11), cuando $\ddot{\sigma}_1 = 0$:

$$v_{qE} = v_q \Big|_{\sigma_1 = \dot{\sigma}_1 = \ddot{\sigma}_1 = 0} = -\frac{a_{1NOM}(x, t)}{b_{1NOM}(x, t)} \Big|_{\sigma_1 = \dot{\sigma}_1 = \ddot{\sigma}_1 = 0} \quad (12)$$

II-B2. Control de MD adaptivo (v_{qMD}): El algoritmo de control *Twisting* adaptativo tiene la forma:

$$v_{qMD}(\sigma_1) = -\alpha_T W^j \text{sign}(\sigma_1) - W^j \text{sign}(\dot{\sigma}_1) \quad (13)$$

donde α_T es una ganancia fija (relación entre las ganancias del *Twisting* no adaptativo que se utiliza como marco de diseño) y W^j es la ganancia que se adapta, para lograr la convergencia al objetivo y mantener la operación en modo

deslizante, buscando reducirse al mínimo necesario para lidiar con las perturbaciones e incertidumbre, sin aplicar esfuerzos de control excesivos.

El criterio para la adaptación del control está basado en contar los cruces por cero (N_{sw}) de la variable de deslizamiento σ_1 , durante ventanas de tiempo de largo T_v . Luego, la ocurrencia de modo deslizante real se verifica cuando $N_{sw} > N$, siendo N un umbral predefinido que garantiza el funcionamiento en MD. De acuerdo con esto, cuando la cuenta es mayor, se reduce la ganancia en $-\Lambda T_v$, y si la cuenta es menor, se aumenta la ganancia en $\Lambda' T_v$. Es decir:

$$W^1 = W_{max}$$

$$W^{j+1} = \begin{cases} \max(W^j - \Lambda T_v, W_{min}) & \text{si } N_{sw}^j \geq N \\ \min(W^j + \Lambda' T_v, W_{max}) & \text{si } N_{sw}^j < N \end{cases} \quad (14)$$

donde j indica sobre qué intervalo de tiempo se está trabajando ($jT_v; (j+1)T_v$). W_{max} es la ganancia del *Twisting* no adaptivo, W_{min} es el valor mínimo, arbitrario, que puede tomar la ganancia, $\Lambda > 0$ es la pendiente de decremento y $\Lambda' > |\lambda|/\Gamma_m$ la de incremento [17].

El tamaño de la ventana T_v se define en función de la frecuencia de conmutación del actuador utilizado, de manera tal que abarque un número suficiente de potenciales cruces, pero sea lo suficientemente pequeño como para tener un tiempo de reacción adecuado. El umbral N se determina mediante la observación de la cantidad de cruces de la variable de deslizamiento, en el largo de la ventana definida, cuando se prueba al sistema funcionando con el *Twisting* no adaptivo.

Para determinar el marco de funcionamiento del algoritmo adaptivo, previamente se diseñan las ganancias de un *Twisting* convencional [15]:

$$u_{MD}(\sigma_1) = -r_1 \text{sign}(\sigma_1) - r'_1 \text{sign}(\dot{\sigma}_1); r_1 > r'_1 > 0. \quad (15)$$

Para ello, es necesario escribir $\dot{\sigma}_1$ de la siguiente manera:

$$\dot{\sigma}_1 = \lambda_1(x, t) + \gamma_1(x, t)v_{qMD}. \quad (16)$$

Para esto, sustituimos (10) en (11) para obtener:

$$\dot{\sigma}_1 = \underbrace{a_1(x, t) + b_1(x, t)v_{qE}}_{\lambda_1} + \underbrace{b_1(x, t)v_{qMD}}_{\gamma_1} \quad (17)$$

Las funciones λ_1 y γ_1 deben ser acotadas por tres constantes positivas $\Gamma_{m1} < \Gamma_{M1}$ y C_1 , de la siguiente manera:

$$|\lambda_1(x, t)| \leq C_1$$

$$\Gamma_{m1} \leq \gamma_1(x, t) \leq \Gamma_{M1} \quad (18)$$

Es importante notar que el algoritmo de control será robusto a las perturbaciones e incertidumbres que sean consideradas al calcular las cotas de (18). Finalmente, las ganancias del algoritmo son seleccionadas de acuerdo a las condiciones suficientes que garantizan la convergencia finita a $\sigma_1 = \dot{\sigma}_1 = 0$:

$$r_1 = r'_1 + \Delta_T$$

$$r'_1 > \frac{\Delta_T(\Gamma_{M1} - \Gamma_{m1}) + 2C_1}{2\Gamma_{m1}} \quad (19)$$

$$\Delta_T > \frac{C_1}{\Gamma_{m1}}$$

II-C. Turbina de Impulso

La turbina autorrectificante de impulso es la alternativa más popular a la turbina Wells. Su rotor es idéntico al rotor de una turbina de impulso de flujo axial, utilizada como turbina de vapor de etapa simple. Para lograr que esta turbina funcione de manera bidireccional, se le instalan dos filas de álabes guía, ubicados simétricamente a ambos lados del rotor. Estas guías están ubicadas en espejo una respecto de la otra para lograr que el rotor se mueva siempre en la misma dirección sin importar el sentido del flujo de aire [2] (Fig. 5).

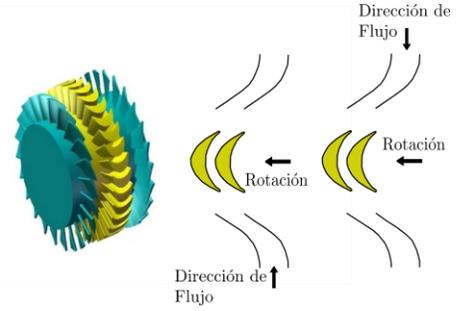


Fig. 5. Diagrama de la turbina de impulso [2].

Esta forma constructiva le permite a la turbina mantener su eficiencia en un rango más amplio del coeficiente de flujo, además de que tiene un mejor comportamiento en el arranque. Su configuración hace que esta turbina sea la más lenta, con velocidades de rotación en un rango de $400 - 600rpm$ [10]. Además, debido a que las guías generan un ángulo excesivo de incidencia, esta turbina tiene grandes pérdidas aerodinámicas, las cuales son su mayor problema.

II-C1. Modelo: La elección para la representación de una turbina está asociada a la posibilidad de contar con los coeficientes necesarios para su modelado. En el caso de la turbina de impulso, es muy común encontrarla representada de manera similar a la turbina Wells, es decir, con los coeficientes expresados según (4)-(6), aunque sus formas, valores y rangos alcanzados son diferentes, Fig. 6.

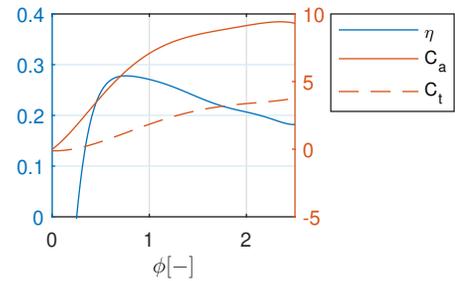


Fig. 6. Parámetros de la turbina de impulso [12].

II-C2. Punto óptimo de operación: Al utilizar el mismo modelo, la definición del punto óptimo de operación va a seguir el mismo procedimiento que para la turbina Wells. Notar, sin embargo, que debido a que esta turbina funciona a menores velocidades, su punto óptimo de operación va a ser

mayor que el de la aquella. Para los parámetros utilizados, el punto de operación óptimo queda en $\phi_{opt} = 0,366$.

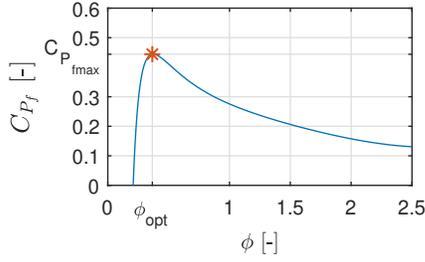


Fig. 7. Coeficiente de potencia para la turbina de impulso.

II-D. Turbina Biradial

Esta turbina es la más recientemente inventada y fue diseñada como una alternativa a las turbinas de flujo axial. En este caso, la turbina es de flujo radial, y su desarrollo fue llevado adelante por el Instituto Superior Técnico de Lisboa en 2013 [18]. En su configuración más simple, esta turbina es simétrica con respecto a un plano perpendicular a su eje de rotación. Su rotor está rodeado de álabes guía simétricos, cada uno conectado con el ducto de entrada/salida del flujo de aire, Fig. 8. El rango de velocidades de rotación de esta turbina es entre 300 a 900rpm [18].

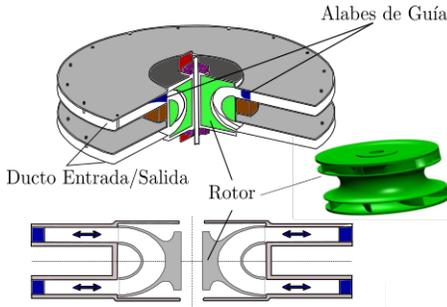


Fig. 8. Turbina biradial [18].

II-D1. Modelo: A diferencia de las turbinas anteriores, esta turbina se encuentra en la bibliografía mayoritariamente descrita con los coeficientes normalizados por la velocidad de rotación [18]:

$$\Phi = \frac{\nu_x A_t}{\Omega_m D} \quad (\text{Coeficiente de flujo}), \quad (20)$$

$$\Psi = \frac{\Delta p}{\rho_{atm} \Omega^2 D^2} \quad (\text{Coeficiente de presión}), \quad (21)$$

$$\Pi = \frac{T_t}{\rho_{atm} \Omega^2 D^5} \quad (\text{Coeficiente de cupla}). \quad (22)$$

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (\text{Rendimiento}) \quad (23)$$

Por lo tanto, para compatibilizar con las turbinas anteriores, se busca expresar los parámetros de (20)-(22) en las formas (3)-(5). Para esto se sigue la propuesta de [19], basada en representar a la turbina biradial como si fuera una Wells y recalculer sus coeficientes para simular que actúa como

esta última. Estos coeficientes adaptados de la turbina biradial pueden observarse en la Fig. 9.

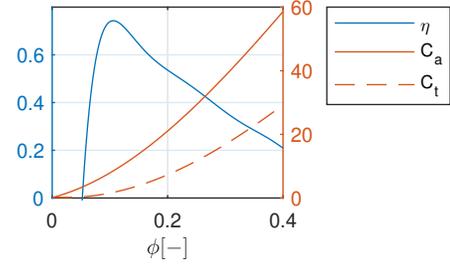


Fig. 9. Parámetros de la turbina biradial [18].

II-D2. Punto óptimo de operación: Con los parámetros adaptados, el cálculo del punto óptimo para esta turbina se realiza de la misma manera que para la Wells, obteniéndose el punto de operación óptima en $\phi_{opt} = 0,237$ (Fig. 10).

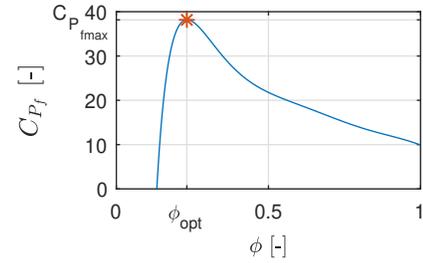


Fig. 10. Coeficiente de potencia para la turbina biradial.

III. RESULTADOS DE SIMULACIÓN

En la presente sección se muestran algunos resultados representativos del análisis en el funcionamiento de las turbinas. Los parámetros de la cámara y el control ajustado para poder funcionar con las diferentes turbinas se muestra en la Tabla I. Luego, los datos necesarios para calcular la constante de turbina, K_t , son recopilados en la Tabla II. Es importante remarcar que los parámetros de la turbina biradial no aparecen en la tabla porque sus coeficientes se adaptaron a la Wells para poder simularse con el mismo modelo de esa turbina.

Tabla I: Parámetros del sistema

Cámara	Control
$A_c = 19,35 [m^2] [\Omega]$	$r_1 = 56.36$
$r = 0,375 [m]$	$r'_1 = 30.29$
$A_t = 0,4418 [m^2]$	$\Lambda_1 = 5$
$\rho_{atm} = 1,19 [kg/m^3]$	$\Lambda'_1 = 2 * 10^3$

Tabla II: Parámetros utilizados para modelar las turbinas [19].

Parámetro	Wells	Impulso
Cantidad de palas (n)	5	38
Cuerda del álabes (l_1) [m]	0.75	0.54
Altura del álabes (b) [m]	0.21	0.16

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el apoyo de la Facultad de Ingeniería, UNLP, CONICET y la Agencia I+D+i.

REFERENCIAS

- [1] A. Samad and R. Suchithra, "Marine power technology—wave energy," in *Sustainable Fuel Technologies Handbook*. Elsevier, 2021, pp. 241–267.
- [2] A. F. O. Falcao and J. C. C. Henriques, "Oscillating-water-column wave energy converters and air turbines: A review," *Renew. Energy*, vol. 85, pp. 1391–1424, 2016.
- [3] L. Gurnari, P. G. F. Filianoti, M. Torresi, and S. M. Camporeale, "The wave-to-wire energy conversion process for a fixed u-OWC device," *Energies*, vol. 13, no. 1, p. 283, 2020.
- [4] G. Rajapakse, S. Jayasinghe, and A. Fleming, "Power smoothing and energy storage sizing of vented oscillating water column wave energy converter arrays," *Energies*, vol. 13, no. 5, p. 1278, 2020.
- [5] I. Garrido, A. J. Garrido, J. Lekube, E. Otaola, E. Carrascal, and M. de la Sen, "Advantages of rotational speed control in oscillating water column devices," in *Ocean. 2017 - Aberdeen*, vol. 2017-October. IEEE, jun 2017, pp. 1–5.
- [6] J. Henriques, J. Portillo, W. Sheng, L. Gato, and A. Falcão, "Dynamics and control of air turbines in oscillating-water-column wave energy converters: Analyses and case study," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 112, pp. 571–589, sep 2019.
- [7] O. Barambones, J. A. Cortajarena, J. M. Gonzalez de Durana, and P. Alkorta, "A real time sliding mode control for a wave energy converter based on a wells turbine," *Ocean Eng.*, vol. 163, no. May, pp. 275–287, 2018.
- [8] F. D. Mosquera, C. A. Evangelista, P. F. Puleston, and J. V. Ringwood, "Optimal wave energy extraction for oscillating water columns using second-order sliding mode control," *IET Renewable Power Generation*, vol. 14, no. 9, pp. 1512–1519, jul 2020.
- [9] F. Mosquera, C. Evangelista, P. Puleston, and J. Ringwood, "Control twisting con adaptación basada en crucepor cero para un sistema de columna de aguaoscilante con generador sincrónico," in *Actas: 27 Congreso Argentino de Control Automático AADECA'20 Virtual*, 2020, pp. 249–254.
- [10] D. L. O'Sullivan and A. W. Lewis, "Generator selection and comparative performance in offshore oscillating water column ocean wave energy converters," *IEEE Transactions on Energy Conversion*, vol. 26, no. 2, pp. 603–614, 2011.
- [11] P. Vas, *Sensorless vector and direct torque control*. Oxford New York: Oxford University Press, 1998.
- [12] T. Setoguchi, S. Santhakumar, H. Maeda, M. Takao, and K. Kaneko, "A review of impulse turbines for wave energy conversion," *Renewable Energy*, vol. 23, no. 2, pp. 261–292, 2020.
- [13] J. Lekube, A. J. Garrido, and I. Garrido, "Rotational Speed Optimization in Oscillating Water Column Wave Power Plants Based on Maximum Power Point Tracking," *IEEE Trans. Autom. Sci. Eng.*, vol. 14, no. 2, pp. 681–691, 2017.
- [14] R. Suchithra, K. Ezhilsabareesh, and A. Samad, "Development of a reduced order wave to wire model of an OWC wave energy converter for control system analysis," *Ocean Engineering*, vol. 172, pp. 614–628, jan 2019.
- [15] G. Bartolini, A. Ferrara, A. Levant, and E. Usai, "On second order sliding mode controllers," in *Var. Struct. Syst. sliding mode nonlinear Control*, K. Young and U. Özgüner, Eds. London: Springer London, 1999, pp. 329–350.
- [16] A. Pisano, M. Tanelli, and A. Ferrara, "Time-based switched sliding mode control for yaw rate regulation in two-wheeled vehicles," in *Decis. Control (CDC), 2012 IEEE 51st Annu. Conf.*, 2012, pp. 743–1546.
- [17] L. M. Capisani, A. Ferrara, and A. Pisano, "Second-order Sliding Mode Control with Adaptive Control Authority for the Tracking Control of Robotic Manipulators," in *18th IFAC World Congr.*, Italy, 2011.
- [18] A. Falcão, L. Gato, and E. Nunes, "A novel radial self-rectifying air turbine for use in wave energy converters. part 2. results from model testing," *Renewable Energy*, vol. 53, pp. 159–164, 2013.
- [19] E. Otaola, A. J. Garrido, J. Lekube, and I. Garrido, "A comparative analysis of self-rectifying turbines for the Mutriku oscillating water column energy plant," *Complexity*, vol. 2019, pp. 1–14, 2019.

Con estos modelos se comparó el funcionamiento de cada turbina según su punto de operación óptimo y cuando regulan una velocidad de rotación constante (Fig. 11). Las velocidades de rotación constante son $\Omega_{cte} = 157rad/s$ para la Wells, $\Omega_{cte} = 62,83rad/s$ para la de impulso, $\Omega_{cte} = 104,72rad/s$ para la biradial, valores para los cuales estas turbinas probaron obtener mayor energía dentro de su rango de funcionamiento. Por otra parte, también se comparó la energía extraída por cada turbina cuando funciona en el punto óptimo, con respecto a la extracción a velocidad constante Fig. 12.

Se observa en las figuras que el seguimiento de la referencia de velocidad se realiza de manera robusta y el funcionamiento de la turbina en ese punto de operación obtiene más energía mecánica que al trabajar a velocidad constante, sin importar la eficiencia de la turbina.

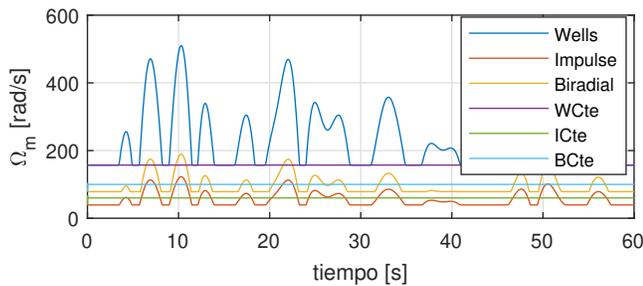


Fig. 11. Seguimiento de las referencias óptimas y constantes de las diferentes turbinas.

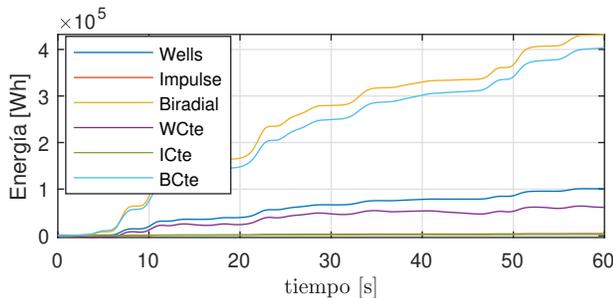


Fig. 12. Energía mecánica extraída en 1min.

IV. CONCLUSIONES

En este trabajo se analizaron las tres turbinas autorrectificantes más utilizadas para los sistemas de extracción de energía undimotriz basados en columna de agua oscilante. Las mismas fueron llevadas a operar en el punto máximo de extracción de energía mecánica, el cual es una propuesta anterior de los autores del trabajo. Ese punto de funcionamiento se logra de manera robusta mediante un control por modos deslizantes de segundo orden adaptivos. Los resultados muestran que todas las turbinas obtienen una mayor energía mecánica cuando funcionan con velocidad variable en el punto propuesto a cuando lo hacen a velocidad constante.